

УДК 621.165

**К.Н. БОРИШАНСКИЙ, Б.Е. ГРИГОРЬЕВ, С.Ю. ГРИГОРЬЕВ, А.В. ГРУЗДЕВ,  
А.В. НАУМОВ**

*Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ» в Санкт-Петербурге, Россия*

### ЭФФЕКТИВНЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Приведены экспериментальные данные, показывающие, что разработанный на ЛМЗ модернизированный вариант дискретно-фазового метода может быть эффективно использован для контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбин в эксплуатационных условиях.

**турбина, рабочая лопатка, датчик, дискретно-фазовый метод, резонансные колебания, автоколебания, вибрационное состояние**

Уровень динамических напряжений в рабочих лопатках турбомашин не поддается расчетной оценке, в связи с чем для обеспечения надежной работы облопачивания необходимо применение экспериментальных методов. Для осуществления непрерывного контроля вибрационного состояния лопаток в эксплуатационных условиях наилучшим представляется использование так называемого дискретно-фазового метода (ДФМ), при котором о колебаниях судят по показаниям неподвижных датчиков, расположенных против торцов вращающихся лопаток [1]. Это объясняется тем, что организация подобного контроля с помощью тензометрии оказывается практически невозможной не только из-за трудностей с передачей сигналов с вращающихся деталей, но и, главным образом, из-за малого срока службы тензорезисторов. При использовании ДФМ определяются не непосредственно интересующие величины – деформации (напряжения в лопатках), а, в зависимости от способа подключения датчиков, амплитуды колебаний лопаток, их взаимные смещения или скорости колебаний, что требует дополнительного анализа результатов измерений.

Для контроля вибрационного состояния бандажированных лопаток, получающих все более широкое распространение в паровых турбинах из-за их более высокой экономичности и надежности, на ЛМЗ разработан модернизированный вариант ДФМ,

закрывающийся в установке в пределах бандажных полок части лопаток магнитов  $\varnothing 4$  мм в немагнитных корпусах и в изменении конструкции индукционных датчиков, расположенных над торцами вращающихся лопаток [2, 3]. Поперечные сечения сердечников датчиков выполняются в виде вытянутых прямоугольников, расположенных под определенными углами к оси турбины, причем для определения ряда важных параметров колебательного процесса (например, частоты и собственной формы) по окружности устанавливается несколько пар датчиков. Поперечные сечения сердечников, составляющих одну “обычную” пару, располагаются под углами  $\pm \beta$  к оси турбины, а расстояния между датчиками, составляющими подобные пары, выбираются значительно меньшими расстояний между другими парами (рис. 1).



Рис. 1. Схема расположения датчиков для регистрации колебаний бандажированных лопаток; 1 – бандажная полка лопатки; 2 – магнит в немагнитном корпусе; № 1 – 6 – номера датчиков; I – III – номера пар датчиков

При прохождении магнита мимо сердечника датчика в нем изменяется магнитный поток и вырабатывается сигнал, изменяющий знак в момент дос-

тижения максимума магнитным потоком. Разница моментов времени перехода через нуль сигналов, например, датчиков № 1 и 2, составляющих первую пару, определит расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита (базу пары датчиков  $S$ ), причем для связи линейных и временных величин необходимо дополнительно использовать показания оборотного датчика. При смещении лопатки (магнита) в осевом направлении на величину  $\Delta x$  изменится расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита и показания датчиков станут равными  $S + \Delta S$ . Связь между величинами  $\Delta x$  и  $\Delta S$  определяется углами установки сердечников датчиков  $\beta$  и, кроме того, в определенной мере зависит от величины радиального зазора и осевого смещения магнита относительно центров датчиков.

Для бандажированных лопаток последних ступеней мощных паровых турбин наибольшую опасность, как правило, представляют сравнительно низкочастотные дисковые формы (с различными числами узловых диаметров, но без узловых окружностей), реализующиеся в виде резонансных, срывных или автоколебаний.

При этих колебаниях периферийное сечение бандажированной лопатки перемещается практически строго в аксиальном направлении, если не происходит проскальзывания по контактным поверхностям полок [4]. При регистрации резонансных дисковых колебаний, возникающих в связи с проведением вибрационной отстройки, только при пусках и остановках турбины, с помощью модернизированного варианта ДФМ удастся определить не только резонансные обороты и амплитуду колебаний, но также их кратность (число колебаний за оборот) и наличие проскальзывания по контактным поверхностям полок. Действительно, если воспользоваться показаниями нескольких пар датчиков с “малыми” базами (например, I – III на рис. 1), то они зависят только от осевого смещения лопатки и при прохож-

дении резонанса максимальное различие показаний, пропорциональное амплитуде колебаний, для всех пар датчиков будет одинаковым [1]. Форма же резонансной кривой, т.е. зависимость изменения показаний от оборотов, для разных пар датчиков будет существенно различной, т.к. определяется фазой колебаний лопатки в момент прохождения мимо конкретной пары датчиков при резонансе. Изменение фазы колебаний для двух конкретных пар датчиков ( $\Delta\alpha$ ) пропорционально угловому расстоянию между ними ( $\Delta\varphi$ ) и кратности колебаний ( $k$ ), т.е. имеет место соотношение:

$$\Delta\alpha = \Delta\varphi k. \quad (1)$$

Сравнивая формы резонансных кривых при известном угловом расстоянии между двумя парами датчиков, можно определить кратность колебаний. В качестве примера на рис. 2 показан вид резонансных кривых, определенных для одной и той же лопатки с помощью двух пар датчиков, расположенных на угловом расстоянии  $60^\circ$  друг от друга.

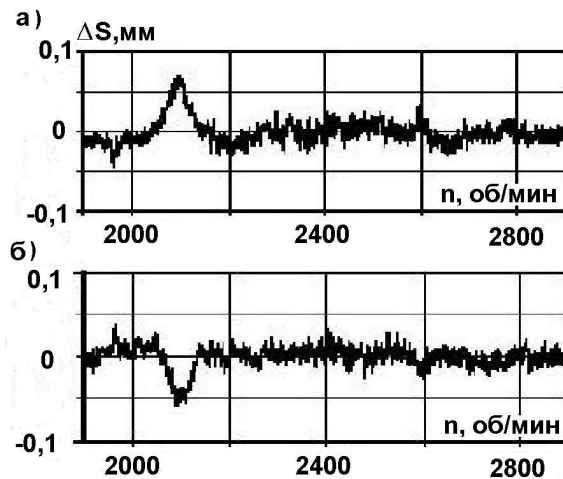


Рис. 2. Зависимость вида резонансных кривых от места расположения пары датчиков по окружности колеса (а, б – изменение показаний соответственно I и II пар датчиков)

Формы резонансных кривых, изображенные на рис. 2, а, б, соответствуют изменению фазы колебаний на  $180^\circ$  [1], из чего, в соответствии с формулой (1), можно заключить, что имели место резонансные колебания с III кратностью.

При использовании многоканальной аппаратуры ДФМ, разработанной НИП “Мера”, в процессе обработки результатов испытаний можно составить “дополнительные” пары датчиков, комбинируя между собой любые датчики. Если регистрировать колебания лопаток с помощью пар датчиков с “большими” базами  $S$  (например, составляя пары из датчиков 1 – 3; 1 – 4; 1 – 5 и т.д. – рис. 1), то изменение показаний будет определяться не только осевым смещением, но также осевой и тангенциальной (если она не равна нулю) скоростями колебаний периферийного сечения.

Например, можно показать, что для пар с одинаковыми углами установки сердечников датчиков (пары, состоящие из датчиков 1 – 3; 2 – 4; 1 – 5 и т.д. на рис. 1) максимальное изменение показаний при прохождении резонанса ( $\Delta S_{\max}$ ) определяется формулой

$$\Delta S_{\max} = \left( 2y_0 \pm \frac{1}{k_n} x_0 \right) \sin \frac{kS}{2k}, \quad (2)$$

где  $x_0$ ,  $y_0$  – соответственно аксиальная и тангенциальная составляющая прогиба периферийного сечения лопатки при резонансе;

$k_n$  – поправочный коэффициент, зависящий от угла установки сердечников датчиков  $\beta$ , радиального зазора и осевого смещения;

$R$  – радиус периферийного сечения лопатки, а знак  $\Pi$  слагаемого в формуле определяется знаком угла  $\beta$ . Например, если  $y_0 \approx 0$  (проскальзывание по контактным поверхностям отсутствует), то изменения показаний пар датчиков 1 – 3 (1 – 5) и 2 – 4 (2 – 6) при прохождении резонанса будут равны по абсолютной величине, но противоположны по знаку. Если, наоборот, имеет место проскальзывание по контактным поверхностям полок ( $y_0 \neq 0$ ), то показания этих пар датчиков при прохождении резонанса будут существенно различаться. Для иллюстрации этих соотношений на рис. 3 приведены показания пар датчиков 1 – 5 и 2 – 6 при переходе через резонанс двух различных бандажированных лопаток (№ 5 и 13) последней ступени мощной паровой турбины.

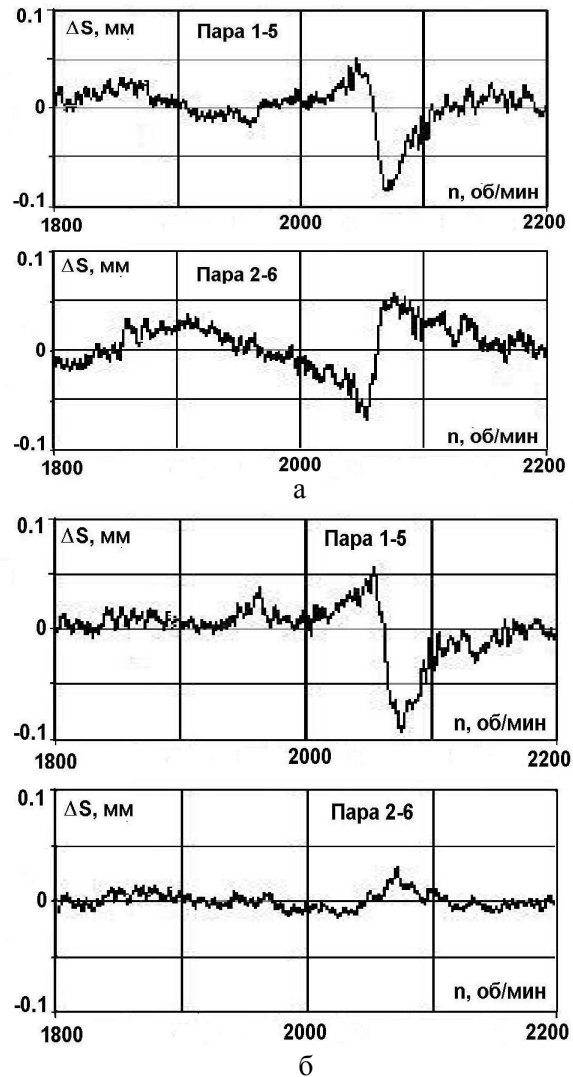


Рис. 3. Различия в показаниях датчиков при отсутствии (а, лопатка № 5) и наличии (б, лопатка № 13) проскальзывания по контактным поверхностям бандажных полок при прохождении резонанса

Как следует из представленных данных, для лопатки № 5 проскальзывание по контактным поверхностям при переходе через резонанс отсутствует, а для лопатки № 13 – имеет место.

Еще более ценная информация может быть получена при регистрации с помощью модернизированного варианта ДФМ автоколебаний, представляющих значительную опасность для наиболее гибких лопаток последних ступеней мощных турбин. Так как частота автоколебаний не кратна частоте вращения ротора и лопатка подходит к точке измерений с разными фазами, то амплитуда колебаний будет определена практически точно уже при реги-

страции в течение сравнительно короткого промежутка времени (для лопаток быстроходных паровых турбин – в течение 1 – 2 секунд). С другой стороны, частоту автоколебаний  $f$  оказывается невозможным определить на основании измерений с помощью одной пары датчиков ДФМ, поскольку выполняется неравенство  $f > n$ , где  $n$  – число оборотов ротора в секунду, т.е. процесс регистрируется реже, чем его период колебаний. Между истинной частотой колебаний  $f$  и частотой, “измеренной” с помощью одной пары датчиков ДФМ ( $f_{изм}$ ), существует следующее соотношение [5]:

$$f = nr \pm f_{изм}; \quad f_{изм} \leq n/2, \quad (3)$$

где  $r$  – целое.

Различие между истинным и “зарегистрированным” процессами иллюстрируется на рис. 4, где приведено сравнение синусоидального процесса с частотой 122 Гц и результатов его “измерений” при частоте опроса 50 Гц (случай, реально имевший место при испытаниях на электростанции).

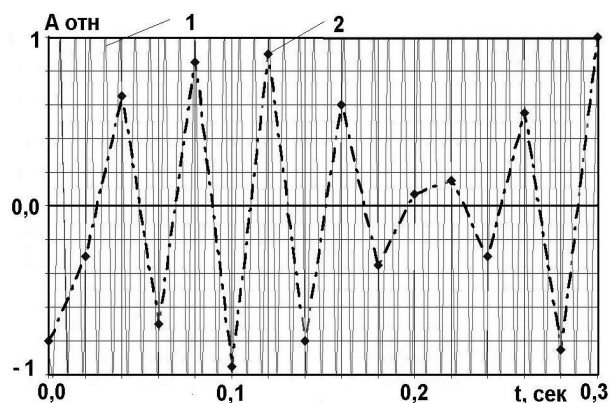


Рис. 4. Сравнение синусоидального сигнала (1) и результатов его “измерений” (2) с помощью одной пары датчиков ДФМ при малой частоте опроса

Естественно, что для оценки вибронпряженного состояния лопаток, необходимо, кроме амплитуды, знать и частоту автоколебаний. Она может быть надежно определена, если сравнить показания двух пар датчиков, расположенных на угловом расстоянии  $\Delta\phi$  друг от друга. Для вычисления частоты  $f$  может быть использована приближенная формула,

точность которой возрастает по мере увеличения длительности интервала измерений.

$$\cos \frac{\Delta\phi f}{n} \approx \frac{\sum_{k=1}^N \Delta S_{1k} \Delta S_{2k}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N \Delta S_{1k}^2 \sum_{k=1}^N \Delta S_{2k}^2}}, \quad (4)$$

где  $\Delta S_{1k}$ ,  $\Delta S_{2k}$  – отклонения от среднего значения показаний, полученных для конкретной лопатки при  $k$ -м замере, выполненном соответственно с помощью I и II пар датчиков;

$N$  – общее число замеров.

В качестве примера на рис. 5 приведены результаты измерений процесса автоколебаний, выполненных для лопатки последней ступени мощной паровой турбины с помощью двух пар датчиков, расположенных друг от друга на угловом расстоянии, равном  $15^\circ$ .

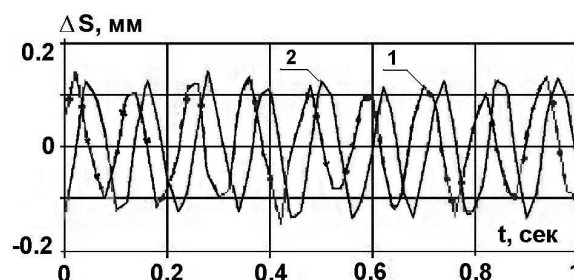


Рис. 5. Регистрация процесса автоколебаний лопатки с помощью двух пар датчиков ДФМ: 1 – показания первой пары; 2 – показания второй пары

Как следует из представленных на рис. 5 данных,  $f_{изм} \approx 9$  Гц, в то время как вычисления по формуле (4) за интервал, равный двум секундам, дают значение  $f = 142$  Гц, что приблизительно удовлетворяет связи между  $f$  и  $f_{изм}$  по формуле (3) при  $r = 3$ . В связи с неоднозначностью функции  $\cos$ , угол  $\Delta\phi$  между парами датчиков следует выбирать при подготовке испытаний тем меньше, чем больше ожидаемое отношение  $f/n$ .

После вычисления частоты автоколебаний может быть найдена и собственная форма, т.е. определено число узловых диаметров. Для этого необходимо вычислить сдвиг по фазе между всеми парами со-

седних оснащенных магнитами лопаток при измерениях с помощью одной пары датчиков. Результаты измерений для лопаток двух различных ступеней показали, что автоколебания реализуются в виде форм с достаточно большим числом узловых диаметров и имеют характер “бегущей по диску” волны, направление распространения которой противоположно направлению вращения ротора турбины. Понятно, что знание частоты и собственной формы колебаний позволяет установить надежную связь между амплитудой периферийного сечения и уровнем динамических напряжений в лопатках и, т.о., получить представительные данные о вибрационном состоянии исследуемой ступени.

Представленные выше результаты свидетельствуют о том, что использование модернизированного варианта ДФМ позволяет получить большой объем данных о вибрационном состоянии лопаток. На основании модернизированного варианта ДФМ могут быть разработаны системы контроля вибрационного состояния лопаток в процессе эксплуатации. При практическом использовании подобных систем целесообразно иметь две модификации, различающиеся глубиной анализа экспериментальных данных. Первая – эксплуатационная – должна только предупреждать обслуживающий персонал о повышенном или опасном уровне динамических напряжений в лопатках и о характере зарегистрированных колебаний (резонансных, срывных или автоколебаний), что будет являться основанием для изменения режима работы турбины; для небандажированных лопаток дополнительно может выдаваться сигнал об опасном смещении периферийного сечения одной из лопаток по отношению к соседним, например, вследствие развития усталостной трещины. Работа со вторым – исследовательским вариантом системы контроля – должна осуществляться специалистами завода-изготовителя при проведении пуско-наладочных работ на данной турбине. В процессе этих работ должны

быть выявлены особенности вибрационного состояния исследуемой ступени; получены данные о качестве сборки лопаток (при выпуске с завода или при перелопачивании на станции); с учетом фактического состояния и условий работы лопаток назначены уставки, указывающие на повышенный или опасный уровень напряжений; на основании полученных данных уточнена, в случае необходимости, инструкция по эксплуатации и т.д.

### Литература

1. Заблочный И.Е., Коростелёв Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1977. – 160 с.
2. Патент РФ № 2063519, БИ, № 19, 1996. Устройство для замера амплитуд колебаний рабочих лопаток турбомашин дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.Ю. Кондаков, А.В. Наумов, Ю.П. Тихомиров.
3. Патент РФ №2143103, БИ, № 35, 1999. Устройство для замера амплитуд колебаний бандажированных лопаток турбин дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.В. Груздев, Н.Н. Гудков, А.Ю. Кондаков, А.В. Наумов.
4. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.
5. Боришанский К.Н., Григорьев Б.Е., Григорьев С.Ю., Груздев А.В., Наумов А.В. Результаты вибрационных испытаний лопаток последних ступеней мощных паровых турбин в эксплуатационных условиях // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: Сб. научных трудов ВТИ. – М.: ВТИ. – 2003. – С. 9 – 15.

*Поступила в редакцию 12.05.2004*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. С.М. Вохмянин, Санкт-Петербургский институт машиностроения (ПИМаш), Санкт-Петербург.